

УДК 621.0.16.7:621.574+621.475.65

**Р.К. Нікульшин, Л.І. Морозюк, В.В Соколовська**

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039

**АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА З МЕТОЮ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

*У статті представлено аналіз основних характеристик теплообмінних апаратів методом мінімізації виробництва ентропії для вирішення завдань енергозбереження. Розглянуто окремі приклади аналізу для конкретного кожухотрубного конденсатора з метою оцінки його енергетичної ефективності. Наведено підсумки теоретичних досліджень головних характеристик конденсатора: густини теплового потоку, швидкості руху теплоносія, гідравлічного діаметра і зіставлення їх з експериментальними даними.*

**Ключові слова:** Теплообмінний апарат – Водяний конденсатор – Характеристики – Метод мінімізації виробництва ентропії – Енергозбереження.

**Р.К. Никульшин, Л.И. Морозюк, В.В. Соколовская**

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039

**АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА С ЦЕЛЮ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ**

*В статье представлен анализ основных характеристик теплообменных аппаратов методом минимизации производства энтропии для решения задач энергосбережения. Рассмотрены частные примеры анализа для конкретного кожухотрубного конденсатора с целью оценки его энергетической эффективности. Приводятся результаты теоретических исследований главных характеристик конденсатора: плотности теплового потока, скорости движения теплоносителя и гидравлического диаметра и сопоставление их с экспериментальными данными.*

**Ключевые слова:** Теплообменный аппарат – Водяной конденсатор – характеристики – Метод минимизации производства энтропии – Энергосбережение.

**R.K. Nikulshin, L.I. Morosuk, V.V. Sokolovskaya**

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaja str., Odessa, 65039

**ANALYSIS OF THE SHELL-IN-TUBE CONDENSER CHARACTERISTICS FOR ENERGY CONSERVATION**

*In this paper an analysis of the basic characteristics of heat exchangers by the method of the minimization entropy generation for energy conservation is presented. The specific examples of analysis for a real shell-in-tube condenser in order to assess its energy efficiency are studied. The results of condenser main characteristics theoretical studies: heat flow density, the second refrigerant (water) velocity and hydraulic diameter as well as their comparison with experimental data are showed.*

**Keywords:** Heat exchanger – Water cooled condenser – Characteristics – Method of the minimization entropy generation – Energy conservation.

**ВВЕДЕНИЕ**

Енергосбереження є основним напрямком рішення енергетичних проблем України. Це напрямки включає в себе, в частині, розробку нових і застосування існуючих методів оцінки вдосконалення теплообмінних апаратів холодильних машин в процесі проектування, з метою гарантування наступної надійної роботи апарату.

Задачі енергосбереження повинні вирішуватися як на стадії проектування нових типів теплообмінних апаратів холодильних машин, так і при модернізації існуючих.

Різноманітні теплообмінні апарати є основними елементами будь-якої холодильної машини і безпосередньо визначають енергетичні і економічні показники машини в цілому.

Необоротні втрати енергії в процесах, що відбуваються в теплообмінних апаратах, обумовлені двома джерелами: передачею тепла при кінцевій різниці температур і рухом матеріальних потоків в замкнених об'єктах.

Урахування цих умов при проектуванні теплообмінних апаратів завжди містить елемент невизначеності, пов'язаний з різними факторами як розрахункового характеру, так і майбутніх експлуатаційних параметрів, що в результаті

приводит к дополнительным энергетическим затратам в термодинамическом цикле машины и при осуществлении циркуляции через теплообменник промежуточных тепло- или хладоносителей.

Как известно теоретические основы исследования элементов холодильных машин базируются на основе анализа необратимых процессов, проведенного методами классической термодинамики. Ввиду этого особую актуальность приобретает обеспечение проектировщиков современными методами термодинамического анализа как инструмента, который позволит минимизировать неопределенности уже на ранней стадии проектирования и спрогнозировать реальные условия работы теплообменника.

Из работ [9, 10, 12] известно, что все исследования, связанные с определением рациональных характеристик теплообменных аппаратов направлены на минимизацию термического сопротивления при допустимых гидравлических потерях или минимизацию гидравлического сопротивления при определенном значении плотности теплового потока. На практике отсутствовали методы, которые одновременно определяли бы рациональные тепловые и гидравлические характеристики, без учета стоимостных показателей.

Единственным методом, с помощью которого можно определить рациональные характеристики теплообменного аппарата с одновременным учетом его тепловых и гидравлических показателей является метод минимизации производства энтропии [16,17]. Данный метод унифицирует и уменьшает количество параметров рабочего процесса теплообменного аппарата в процессе проектирования.

Все рациональные характеристики и параметры теплообменного аппарата, включая геометрию теплообменной поверхности, свойства рабочих веществ и конструкционных материалов, условия движения потоков, могут быть определены с помощью величины – общего производства энтропии.

Теория «минимизации производства энтропии» в 70-80-х годах была предложена и развита профессором А. Бежаном (США) как одно из направлений в современной прикладной термодинамике. В свете этой теории, термодинамический анализ любого теплообменного аппарата становится основой формирования общей теории теплообменных аппаратов как инструмента современного анализа, проектирования и оптимизации [16,17].

## II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ АНАЛИЗА

Из всего многообразия современных конденсаторов холодильных машин в работе рассмотрен горизонтальный кожухотрубный. Выбор основан на том, что этот тип конденсаторов широко применяется в любых типах холодильных машин, и в технической литературе имеется много экспери-

ментальных данных и различных характеристик, полученных путем техникоэкономических расчетов и экспериментов.

Адаптация положений теории минимизации производства энтропии к анализу и оптимизации кожухотрубного горизонтального конденсатора изложена в работах авторов [11, 14].

В водяном конденсаторе определяющими являются характеристики потока воды. Согласно теории минимизации производства энтропии можно определить рациональные характеристики подобного конденсатора, рассматривая только один поток, при этом параметры конденсирующегося рабочего вещества можно считать постоянными, что в свою очередь является залогом стабильной работы любой холодильной машины.

В настоящей работе авторы конкретизируют возможности метода минимизации производства энтропии на примере анализа характеристик кожухотрубного конденсатора с целью энергосбережения.

Критерием оценки выбрано общее производство энтропии холодным потоком (потоком воды). Независимыми переменными выступают три главные характеристики конденсатора: плотность теплового потока  $q$ , скорость движения воды  $w$  (критерий Рейнольдса  $Re$ ) и гидравлический диаметр трубы  $d_{г.вн}$ , по которой движется вода.

На основании первого и второго законов термодинамики общее производство энтропии в теплообменном аппарате является суммой частных составляющих производства энтропии: термической и механической, и может быть отнесено к одной из температур потоков в конденсаторе: охлаждающей воды –  $T_{хол}$ , либо конденсирующегося рабочего вещества –  $T_{гор}$ . Общей температурой для анализа потоков является температура теплообменной стенки –  $T_{ст}$ . Именно этот факт позволяет определить рациональные характеристики каждого потока в отдельности, приводя производство энтропии к температуре стенки [16,17].

Тогда приведенная величина производства энтропии холодным потоком представляется в виде [16,17]

$$\bar{s}_{хол} = \bar{s}_{хол}^T + \bar{s}_{хол}^M. \quad (1)$$

где  $\bar{s}_{хол}^T$ ,  $\bar{s}_{хол}^M$  – приведённые величины термической и механической составляющих производства энтропии холодным потоком соответственно.

С учетом теплоотдачи и движения воды в аппарате после соответствующих преобразований [14] получаем:

$$\bar{s}_{хол} = \frac{1}{T_{хол} \cdot \alpha_{ст \rightarrow хол}} \cdot \frac{Q_k}{F_{вн}} + \frac{T_{ст}}{T_{хол}} \cdot \frac{\mu^3 \cdot F_{вн} \cdot Re_{хол}^3}{\rho^2 d_{с.вн}^3} \cdot \frac{\lambda}{2}. \quad (2)$$

где первое слагаемое учитывает теплоотдачу при разности температур  $(T_{ст} - T_{хол})$ , а второе – расход мощности на привод насоса.

Определение характеристик конденсатора производится для готовой конструкции теплообменного аппарата. Это значит, что внутренняя теплообменная поверхность  $F_{вн}$ , геометрия трубного пучка, количество ходов известны, материал труб задан. В этом случае задачи по определению рациональных характеристик теплообменного аппарата, которые соответствуют минимуму производства энтропии, решаются при условии: одна характеристика – величина переменная, две другие – постоянные.

Покажем решение частных задач на конкретных примерах.

### III. АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРА

Имеется кожухотрубный конденсатор типа КТР с  $F_{вн} = 2,5 м^2$ , четырьмя ходами и 46 трубками диаметром  $d_n \times \delta = 16,5 \times 1,65 мм$  в одном ходу.

#### Задача 1.

Входные условия: температура конденсации –  $t_k = 30^0 C$ , объёмный расход воды –  $V_{воды} = 0,00197 м^3 / с$ , допускаемое гидравлическое сопротивление –  $\Delta p = 15032 Па$ ;

независимая переменная – плотность теплового потока  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>;

определяемая величина – общее производство энтропии холодным потоком  $\bar{s}_{хол}$ .

Расчет плотности теплового потока производим графоаналитическим методом, по принципу классических методик расчетов водяных кожухотрубных конденсаторов, рисунок 1. Точка  $a^*$  характеризует расчетную плотность теплового потока  $q_0 = 9947$  Вт/м<sup>2</sup>. Плотность теплового потока в зависимости от температурного напора в аппарате при постоянной температуре конденсации и постоянном расходе воды представляет собой совокупность параллельных прямых, а точки  $a_1 \dots a_3$  соответствуют различным плотностям. При этом изменяется температура стенки, средняя температура воды и тепловая нагрузка на конденсатор.

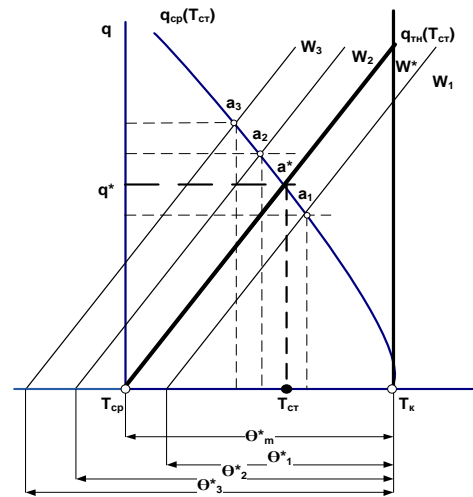


Рисунок 1 – Графоаналитический метод определения плотности теплового потока

Результаты расчета сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Расчетные характеристики

Плотность теплового потока, $q_{вн}$ , $Вт / м^2$	Тепловая нагрузка на конденсатор $Q_k$ , $кВт$	Средняя температура воды $T_{воды}^{cp}$ , $К$	Температура стенки $T_{ст}$ , $К$
9947	24,86	297,5	302,3
8520	21,3	298,4	302,45
6630	16,5	299,33	302,55
5000	12,5	300,25	302,65
3750	9,3	302,75	302,75
2813	7,03	302,8	302,8

Термическая составляющая производства энтропии определяется как:

$$\bar{s}_{хол}^T = \frac{Q_k}{\alpha_{ст \rightarrow хол} \cdot T_{воды}^{cp} \cdot F_{вн}}. \quad (3)$$

Механическую составляющую производства энтропии определяют как:

$$\bar{s}_{хол}^M = \frac{\Delta p \cdot T_{ст} \cdot V_1}{T_{воды}^{cp} \cdot Q_k}. \quad (4)$$

Общее производство энтропии:

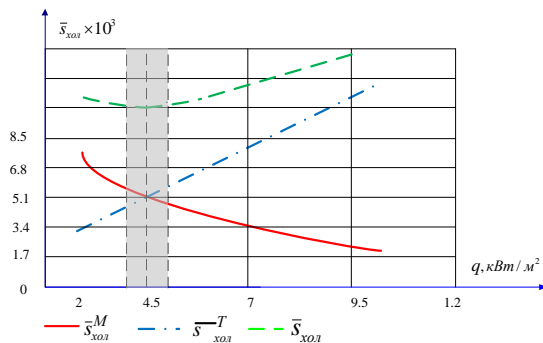
$$\bar{s}_{хол} = \bar{s}_{хол}^T + \bar{s}_{хол}^M. \quad (5)$$

В графической форме производство энтропии холодным потоком при изменяющейся плотности теплового потока представлено на рисунке 2.

Результаты расчетов сведены в таблице 2.

**Таблица 2** – Расчётные характеристики

$\bar{s}_{хол}^T \times 10^3$ ,	$\bar{s}_{хол}^M \times 10^3$ ,	$\bar{s}_{хол} \times 10^3$ ,
6,375	1,21	7,585
5,445	1,409	6,855
4,205	1,814	6,019
3,176	2,388	5,564
2,343	3,184	5,528
1,771	4,212	5,984



**Рисунок 2** – Производство энтропии холодным потоком в зависимости от плотности теплового потока

С ростом плотности теплового потока термическая составляющая производств энтропии  $\bar{s}_{хол}^T$  увеличивается, а механическая  $\bar{s}_{хол}^M$  — уменьшается. При этом общее производство энтропии  $\bar{s}_{хол}$  имеет экстремальное значение (минимум) при равенстве термической и механической составляющих. Для данной задачи рациональная плотность теплового потока  $q = 4,5$  кВт/м<sup>2</sup>, при скорости  $w = 1,2$  м/с, и температурном напоре в аппарате  $\theta_m = 2,41$  град. Такие же данные, полученные экспериментальным путем для водяных конденсаторов, приведены в работах [6, 7], и в течение длительного времени являются справочным материалом для проектировщиков.

Для подтверждения реальности полученных результатов обратимся к работам [6, 7].

Стремление снизить внешнюю необратимость энергопреобразующей системы приводит к необходимости применения в ее аппаратах небольших температурных напоров и соответственно невысоких плотностей теплового потока. Это обстоятельство в совокупности с низкими давлениями кипения в испарителях, относительно высокими давлениями в конденсаторах и неблагоприятными теплофизическими свойствами рабочих веществ приводит к малым значениям коэффици-

ентов теплоотдачи и теплопередачи в конденсаторах. В итоге эти аппараты работают при малых плотностях теплового потока (1...10 кВт/м<sup>2</sup>) [6].

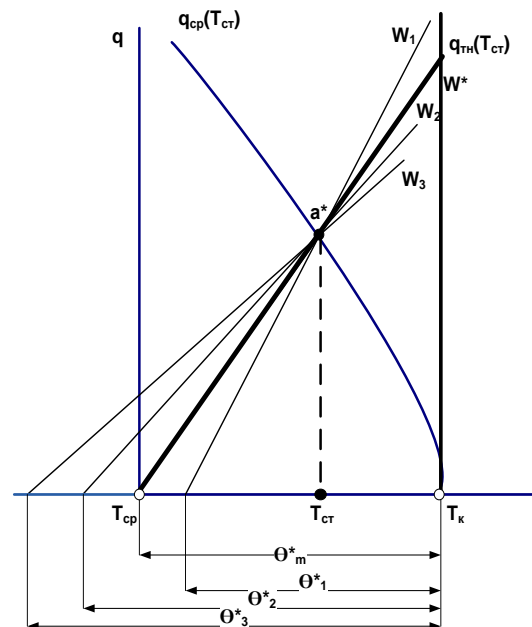
#### Задача 2.

Входные условия:

Тепловая нагрузка на конденсатор  $Q_k = 24,86$  кВт; температура конденсации  $t_k = 30^0$  C; температура стенки  $T_{ст} = 302,361$  K. независимая переменная — скорость движения воды  $w$ , м/с; определяемая величина — общее производство энтропии холодным потоком  $\bar{s}_{хол}$ , кДж/кг.

Расчеты производятся аналогично первой задаче.

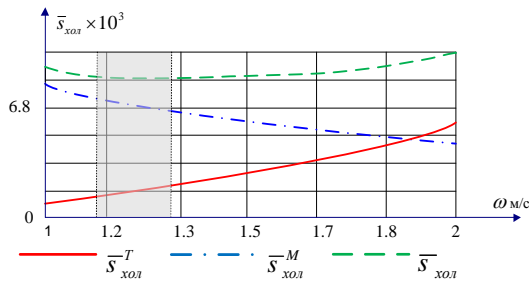
Иллюстрация расчёта графоаналитическим методом представлена на рисунке 3.



**Рисунок 3** – Иллюстрация графоаналитического метода расчета при изменении скорости движения воды

При постоянных расчётной плотности теплового потока  $q^*$  и температуре стенке  $T_{ст}$  характеристика холодного потока при изменяющейся скорости движения теплоносителя  $w = \text{var}$  представляет собой пучок прямых с меняющимся углом наклона, пересекающихся в точке  $\alpha^*$ . При этом изменяется температурный напор  $\theta$  в аппарате и тепловая нагрузка на аппарат  $Q_k$ .

В графической форме результаты расчетов величины производства энтропии холодным потоком представлено в системе координат «производство энтропии — скорость движения теплоносителя» на рисунке.4.



**Рисунок 4** – Производство энтропии холодным потоком в зависимости от скорости движения воды

С возрастанием скорости термическая составляющая производства энтропии уменьшается  $\bar{s}_{хол}^T$ , а механическая  $\bar{s}_{хол}^M$  – возрастает. При этом общее производство энтропии  $\bar{s}_{хол}$  имеет экстремальное неярко выраженное значение (минимум) при соотношении термической и механической составляющих  $\bar{s}_{хол}^T / \bar{s}_{хол}^M = 3, 2 \dots 3, 7$  при скоростях  $w = 1, 25 \dots 1, 4$  м/с, при этом температурный напор в аппарате составит –  $\theta = 1, 5 \dots 2^0$ .

Определение скорости теплоносителя на примере кожухотрубного конденсатора с позиций технико-экономического анализа представлено в работе [6]. По результатам расчета следует считать рациональной скорость воды  $w = 1, 2$  м/с.

Решим ту же задачу, но при условии постоянной средней температуре воды  $T^{cp}$ , и постоянной плотности теплового потока  $q = const$ . Иллюстрация решения задачи графоаналитическим методом представлена на рисунке 5.

Результаты расчетов представлены совокупностью точек  $\alpha_1 \dots \alpha_3$ , лежащих на пересечении пучка прямых, выходящих из одной точки и характеризующих плотность теплового потока со стороны теплоносителя при  $w = var$  и множества эквидистантных кривых, представляющих характеристику плотности теплового потока от конденсирующегося рабочего вещества при переменной температуре конденсации. При  $q^* = const$  будут изменяться: температурный напор  $\theta$  в аппарате, температура стенки  $T_{ст}$  и тепловая нагрузка на аппарат  $Q_K$ .

Результаты расчетов оказываются такими же, как и изображенные в графической форме на рисунке 4.

Полученные одинаковые результаты при решении задачи двумя способами подтверждены информацией, приведённой в работе [4].

### Задача 3.

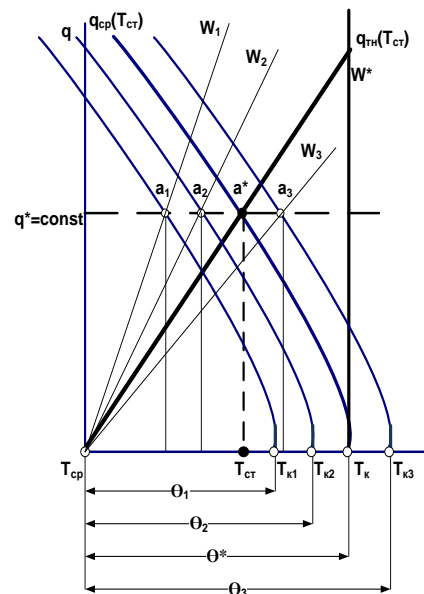
Входные условия взяты из предыдущих задач.

Независимая переменная – гидравлический диаметр трубы  $d_{г.гн}$ , мм;

определяемая величина – общее производство энтропии холодным потоком  $\bar{s}_{хол}$ .

При этом остаются постоянными критерий  $Re = const$  и плотность теплового потока  $q = const$ .

Дадим некоторые пояснения к решению задачи. Для поддержания постоянным значение критерия  $Re$  при переменном значении  $d_{г.гн}$  должна изменяться скорость движения потока теплоносителя  $w$ . Условие задачи будет выполняться при одновременном изменении скорости движения теплоносителя  $w$ , и температуре конденсации рабочего вещества  $T_k$ . Графическую интерпретацию решения задачи повторяет рисунок 5.



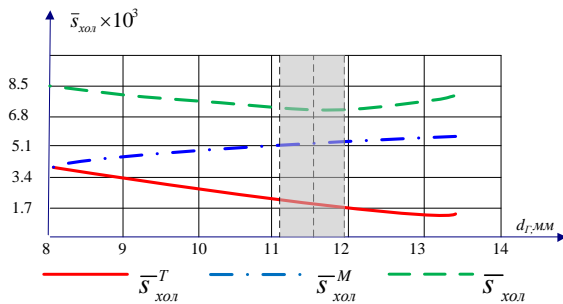
**Рисунок 5** – Иллюстрация графо-аналитического метода расчета плотности теплового потока при переменной скорости дви-

В графической форме производство энтропии холодным потоком представлено в системе координат «производство энтропии – гидравлический диаметр» на рисунке 6.

С ростом гидравлического диаметра термическая составляющая производства энтропии  $\bar{s}_{хол}^T$  увеличивается, а механическая  $\bar{s}_{хол}^M$  – уменьшается.

При этом общее производство энтропии имеет экстремальное неярко выраженное значение (минимум) при  $\bar{s}_{хол}^T / \bar{s}_{хол}^M = 2, 5 \dots 3$ , в диапазоне значений  $d_{г.гн} = 10 \dots 12$  мм, температурном напоре  $\theta = 5 \dots 6^0$ , при скорости движения теплоносителя  $w = 1, 2 \dots 1, 5$  м/с. Данные, подтверждающие результаты расчетов, приведены в работах [9].





**Рисунок 6** – Производство энтропии холодным потоком в зависимости от гидравлического диаметра движения теплоносителя и

#### IV. ВЫВООДЫ

С помощью «метода минимизации производства энтропии» можно анализировать и оптимизировать теплообменный аппарат в отрыве от всей холодильной машины, а в самом аппарате анализировать любой из потоков независимо от других. Декомпозиция общего производства энтропии на термическую и механическую составляющие обеспечивает определение количественного влияния гидравлики и теплоотдачи на общие необратимости в теплообменном аппарате. В теплообменном аппарате существуют режимы, отвечающие минимальному производству энтропии, что соответствует минимальным необратимым потерям. Такие режимы отвечают энергосбережению в процессе эксплуатации теплообменного аппарата, так и холодильной машины в целом. Использование метода минимизации производства энтропии исключает наиболее сложную и непродуцируемую процедуру в выборе теплообменного аппарата, снабжая инженера инструментарием, принцип действия которого основан на научной и независимой экспертизе, построенной на термодинамических принципах. Применение метода минимизации производства энтропии является альтернативой технико-экономическому анализу и для холодильных машин является предпочтительным, т.к. не прибегает к применению стоимостных коэффициентов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. **Базаров И.П.** Термодинамика/ И.П. Базаров. – М.: Высшая школа, 1991. – 376 с.
2. **Бошнякович Ф.** Техническая термодинамика/ Ф. Бошнякович. – Л. – М.: Госэнергоиздат, 1956. – 256 с.
3. **Вукалович М.П.** Термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.
4. **Гоголин А.А.** О сопоставлении и оптимизации теплообменных аппаратов холодильных машин/ А.А. Гоголин // Холодильная техника. – 1979. – №12. – С. 23-27.

5. **Гохштейн Д.П.** Современные методы термодинамического анализа энергетических установок: на правах рукописи /Д.П. Гохштейн. – Одесский Технологический Институт им. М.В. Ломоносова, 1967. – 333 с.
6. **Данилова Г.Н.** Теплообменные аппараты холодильных установок/ Г.Н. Данилова [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
7. **Калнинь И.М.** О выборе параметров холодильных машин на основе оптимизации и анализа характеристик / И.М. Калнинь, А.А. Лебедев, С.Л. Серова. // Холодильная техника. – 1981– №8. – С. 19-25.
8. **Мартыновский В.С.** Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов/ В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
9. **Мааке В.** Учебник по холодильной технике: пер. с фр. / В. Мааке, Г.Ю. Эккерт, Ж.Л. Кошпен. – МГУ. 1988. – 1142 с.
10. **Никольшин Р.К.** Метод анализа работы аппаратов с промежуточными теплоносителями / Р.К. Никольшин, Л.И. Морозюк, В.В. Соколовская // Холодильная техника и технология. – Одесса: ОДАХ, 2000. – № 67. – С. 29-34.
11. **Соколовская В.В.** Методы прикладной термодинамики в анализе загрязнения теплообменной поверхности /Соколовская В.В. //Сб. науч. трудов КГПИ. – Кременчуг: КГПИ, 2003. –№ 2(19). – С. 175–178.
12. **Тсатсаронис Д.** Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы: пер. с англ. / Д. Тсатсаронис; под ред. Т.В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. –152 с.
13. **Угинчус А.А.** Гидравлика. / А.А. Угинчус, Е.А. Чугаева. – Л.: Стройиздат, 1971. – 350 с.
14. **Sokolovskaya V., Morosuk L.** Производство энтропии однофазным потоком в теплообменнике энергопреобразующей установки // In: Humboldt-Kolleg «Energy Challenges of the 21<sup>st</sup> Century: Science, Technology, Economy, Society», August 24-27, 2007, Odessa, Ukraine.
15. **Шаргут Я.** Эксергия: пер. с польского. / Я Шаргут, Р. Петела; под ред. В. М. Бродянского. – изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1968-279 с.
16. **Bejan A.** Thermal Design and Optimization / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. – New York: John Wiley & Sons, 1996. – 540 p.
17. **Bejan A.** Entropy Generation through Heat and Fluid Flow / A. Bejan. – New York: John Wiley & Sons, 1982. – 264 p.

#### REFERENCES

1. **Bazarov I.P.** Termodinamika/ I.P. Bazarov. – M.: Vysshaya shkola, 1991. – 376 s.
2. **Boshnyakovich F.** Tehnicheskaya termodinamika/ F. Boshnyakovich. – L. – M.: Gosenergoizdat, 1956. – 256 s.
3. **Vukalovich M.P.** Termodinamika / M.P. Vukalovich, I.I. Novikov. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 672 s.

4. **Gogolin A.A.** O sopostavlenii i optimizacii teploobmennyyh apparatov holodil'nyh mashin/ A.A. Gogolin // Holodil'naya tehnika. – 1979. – 12. – S. 23-27.
5. **Gohshtein D.P.** Sovremennyye metody termodinamicheskogo analiza energeticheskikh ustanovok: na pravah rukopisi / D.P. Gohshtein. – Odesskii Tekhnologicheskii Institut im. M.V. Lomonosova, 1967. – 333 s.
6. **Danilova G.N.** Teploobmennyye apparaty holodil'nyh ustanovok/ G.N. Danilova [i dr.]. – L.: Mashinostroenie, 1986. – 303 s.
7. **Kalnin' I.M.** O vyboire parametrov holo-dil'nyh mashin na osnove optimizacii i analiza harakteristik / I.M. Kalnin', A.A. Lebedev, S.L. Serova. // Holodil'naya tehnika. – 1981– 8. – S. 19-25.
8. **Martynovskii V.S.** Cikly, shemy i harakteristiki termotransformatorov/ V.S. Martynovskii. – M.: Energiya, 1979. – 288 s.
9. **Maake V.** Uchebnik po holodil'noi tehnike: per. s fr. / V. Maake, G.YU. Ekkert, ZH.L. Koshpen. – MGU.: 1988. – 1142 s.
10. **Nikul'shin R.K.** Metod analiza raboty apparatov s promezhutochnymi teplonositelyami / R.K. Nikul'shin, L.I. Morozuk, V.V. Sokolovskaya // Holodil'naya tehnika i tehnologiya. – Odessa: ODAH, 2000. – 67. – S. 29-34.
11. **Sokolovskaya V.V.** Metody prikladnoi termodinamiki v analize zagryazneniya teploobmennoi poverhnosti /Sokolovskaya V.V. //Sb. nauch. trudov KGPI. – Kremenchug: KGPI, 2003. – 2(19). – S. 175-178.
12. **Tsatsaronis D.** Vzaimodeistvie termodinamiki i ekonomiki dlya minimizacii stoimosti energopreobrazuyuschei sistemy: per. s angl. / D. Tsatsaronis; pod red. T.V. Morozuk. – Odessa: Studiia «Negociant», 2002. – 152 s.
13. **Uginchus A.A.** Gidravlika. / A.A. Uginchus, E.A. Chugaeva. – L.: Stroizdat, 1971. – 350 s.
14. **Sokolovskaya V., Morosuk L.** Proizvodstvo entropii odnofaznym potokom v teploobmennike energopreobrazuyuschei ustanovki // In: Humboldt-Kolleg «Energy Challenges of the 21st Century: Science, Technology, Economy, Society», August 24-27, 2007, Odessa, Ukraine.
15. **Shargut YA.** Eksergiya: per. s pol'skogo. /YA.S.Hargut, R. Petela; pod red. V.M. Brodianskogo. – izd., pererab. i dop. – M.: Energiya, 1968-279 s.
16. **Bejan A.** Thermal Design and Optimization / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. – New York: John Wiley & Sons, 1996. – 540 p.
17. **Bejan A.** Entropy Generation through Heat and Fluid Flow / A. Bejan. – New York: John Wiley & Sons, 1982. – 264 p.

## ANALYSIS OF THE SHELL-IN-TUBE CONDENSER CHARACTERISTICS FOR ENERGY CONSERVATION

*In this paper, the authors discuss the analysis of the basic characteristics of the heat exchangers using the method of the minimization entropy generation. This method has been applied for the refrigeration machines in order to solve the energy saving problem. Using the data for a real shell-in-tube condenser, the following particular cases are discussed: density of the heat flow within the condenser, velocity of the second refrigerant (water) and hydraulic diameter of pipe with the second refrigerant inside. As the results of the theoretical research, the values of the three above mentioned characteristics were determined that correspond to the minimal irreversibilities within the condenser. The theoretical results are in a good agreement with the available experimental data for this design of the condenser. The theoretical research proved that the method of the minimization entropy generation let us: (a) take into the consideration interdependence between the sources of the irreversibilities (heat transfer and fluid dynamics) and (b) obtain the heat exchanger with high energy effectiveness. The authors demonstrate that the method of the minimization entropy generation is an alternative method that can be used for the optimization of heat exchangers. In comparison with the techno-economical method (commonly used for the refrigeration machines), the minimization entropy generation method (a) required decreased amount of the data for the analysis and (b) exclude the economic characteristics.*

**Keywords:** Heat exchanger – Water cooled condenser – Characteristics – Method of the minimization entropy generation – Energy conservation.

---

Отримана в редакції 05.02.2014, прийнята до друку 04.03.2014